

*** NOTICES ***

Japan Patent Office is not responsible for any damages caused by the use of this translation.

1. This document has been translated by computer. So the translation may not reflect the original precisely.
2. **** shows the word which can not be translated.
3. In the drawings, any words are not translated.

CLAIMS

[Claim(s)]

1. The 1st Cone Disk Group on Driving Shaft (6) The 2nd cone disk group on an output shaft (7) A clutch arranged between the 2nd cone disk group (7) and an output side of a change gear (9) It is the control method of a belt type nonstep variable speed gear equipped with the above, and actual slipping torque of a clutch (9) is searched for periodically or aperiodically during operation, and it is characterized by determining correction value which makes a characteristic curve proper for height of clutch ** by the comparison as compared with a characteristic curve.
 2. Control method of belt type nonstep variable speed gear given in the 1st term of claim characterized by forming characteristic curve from relation between clutch ** and torque in clutch (9).
 3. Control method of belt type nonstep variable speed gear given in the 1st term of claim characterized by realizing correction value whenever it searches for slipping torque.
 4. Control method of belt type nonstep variable speed gear given in the 1st term of claim characterized by memorizing the last correction value in non-volatile (immobilization) storage vessel when correction value exceeds the 1st positive limiting pressure value in predetermined number of correction value, or when less than the 2nd negative pressure threshold value.
 5. Determine Acting Correction Value from a Predetermined Number of Correction Value, and it is Non-volatile (Immobilization) about this.
- A control method of a belt type nonstep variable speed gear given in any 1 term of the 1st term of a claim characterized by what is memorized in a storage vessel, the 3rd term, or the 4th term.

[Translation done.]

* NOTICES *

Japan Patent Office is not responsible for any damages caused by the use of this translation.

1. This document has been translated by computer. So the translation may not reflect the original precisely.
2. **** shows the word which can not be translated.
3. In the drawings, any words are not translated.

DETAILED DESCRIPTION

[Detailed Description of the Invention]

The control method of a belt type nonstep variable speed gear This invention relates to the control method of a belt type nonstep variable speed gear given in the superordinate-concept portion of the 1st term of a claim.

A belt type nonstep variable speed gear has a cone disk group on a driving shaft and an output shaft, respectively. And among these cone disk groups, endless-like a belt, a chain, or an add-on bay belt is rolled about. Each cone disk group consists of the 1st cone disk firmly combined with the shaft, and the 2nd cone disk movable to shaft orientations. Driving force is transmitted by friction association between a belt and a cone disk. The location of the direction of an axis of the 2nd cone disk is changed through a fluid pressure starting device. The effective diameter of a drive, i.e., a change gear ratio, changes with these.

The driving gear for vehicles with which the clutch has been arranged between an engine and a belt type nonstep variable speed gear is known for the German patent application public presentation No. 3914792 specification. The purpose of the clutch is to protect a cone disk and a towage device from a torque impact. Therefore, in relation to a rotational frequency and load torque, clutch ** is chosen so that smaller than the torque of the drive with which the driving torque transmitted with a clutch has a cone disk which can be transmitted. This well-known equipment has the defect that the actual action of a clutch is not detected. Therefore, a clutch must be energized by the high pressure from the reasons of safety.

The purpose of this invention is to be based on the actual condition and control a clutch. According to this invention, the actual slipping torque of a clutch is searched for periodically or aperiodically during operation, the height of clutch ** is compared with a characteristic curve, and this purpose is attained by determining the correction value which makes a characteristic curve proper by that comparison.

The slipping torque of a clutch is detected by reducing actual clutch ** on the 2nd pressure level from the 1st pressure level in step. In that case, the 2nd pressure level is obtained when few rotational frequency differences, for example, 50 rotations, arise at a clutch. As for the difference of the 1st pressure level and the 2nd pressure level, only in the value of which about, the 1st pressure level means whether it is located on the slipping limit of a clutch. Correction value arises according to the difference. An original characteristic curve is rationalized through this correction value. The input variable of a characteristic curve is the torque in a clutch, and the dependence variable of a characteristic curve is clutch **.

Detection of the slipping torque of a clutch is performed in a fixed rhythm, or it is carried out in a predetermined service condition. A predetermined service condition is the combination of loaded condition, engine-speed values, or these amounts of operations.

The method based on this invention has the advantage that the influence quantity to the transfer action of a clutch is detectable. This influence quantity is turbulence of coefficient of friction for example, by the manufacture error, change of coefficient of friction as a function of temperature, change of coefficient of friction in the life period of a gear, and the exfoliation torque of an adhesion clutch.

In the embodiment of this invention, whenever slipping torque is searched for, it proposes

realizing correction value. The influence quantity which changes with these quickly, for example, temperature, is detectable.

In other embodiments of this invention, when correction value exceeds the 1st positive limiting pressure value in a predetermined number of correction value, or when less than the 2nd negative pressure threshold value, it proposes that the last correction value is memorized by the non-volatile (immobilization) storage machine. The advantage that change of coefficient of friction in mass-production-dispersion (Serienstreuung) among the influence quantity which changes slowly, for example, a life period, can be taken into consideration by this is acquired. When starting vehicles by memorizing the last correction value to RAM of for example, a cell backup type, the last correction value is included in count of direct clutch **.

Furthermore, acting correction value is determined from a predetermined number of correction value, and this invention proposes that this is memorized by the non-volatile storage machine. Acting correction value is determined by formation or the mathematical algorithm of the average. The advantage that the perpetuity of deflection and the admission nature of correction value are inspected is acquired by this.

The example is shown in the drawing.

drawing 1 — the outline block diagram of the system of a belt type nonstep variable speed gear — and — Drawings 2 are the diagram having shown the relation between clutch ** and time amount, and a diagram having shown the relation between clutch slipping and time amount.

Drawing 1 shows roughly the system of a belt type nonstep variable speed gear. This system consists of a drive unit 1, a belt type nonstep variable speed gear 2, and an electronic control 3. Furthermore, the belt type nonstep variable speed gear 2 consists of 2 sets of cone disk groups 6 and 7 which have a hydraulic torque converter 4, the epicyclic gear reversing device 5, and a driving belt 8, the clutch 9, and the differential type moderation stage 10.

The belt type nonstep variable speed gear 2 is driven by the drive unit 1, for example, an internal combustion engine, through a shaft 11. The hydraulic torque converter 4 which has a clutch 12 is combined with the shaft 11. The hydraulic torque converter 4 consists of the stator 15 the pump runner 13, the turbine runner 14, and with a mechanical-cable-type free wheel so that it may be well-known. A hydraulic torque converter 4 is used for conversion of the driving torque outputted from the drive unit 1. A clutch 12 is connected in that pump torque and turbine torque serve as the same magnitude in a clutch point in a hydraulic torque converter 4. A clutch 12 and a hydraulic torque converter 4 drive the epicyclic gear carrier 16. The epicyclic gear carrier 16 is the structural part of an epicyclic gear drive 5.

The epicyclic gear drive 5 consists of the sun-gear shaft 18, the 1st epicyclic gear 19, the 2nd epicyclic gear 20, the internal gear 21, an epicyclic gear carrier 16, a brake 22, and a clutch 23. An epicyclic gear drive 5 is driven through the epicyclic gear carrier 16. Epicyclic gears 19 and 20 are supported pivotable on the epicyclic gear carrier 16.

In an advance transit range, a clutch 23 is engaged and the brake 22 is taken off. Thereby, driving torque is transmitted to the sun-gear shaft 18 through the epicyclic gear carrier 16 and a clutch 23.

In a go-aftern transit range, a clutch 23 is canceled and the brake 22 is being engaged.

Therefore, an internal gear 21 is firmly combined with gearbox housing. And with the epicyclic gear carrier 16, an epicyclic gear 19, and a sun gear 17, driving torque reverses a hand of cut and is transmitted.

The sun-gear shaft 18 drives the 1st cone disk group 6. This is combined with the 2nd cone disk group 7 through the driving belt 8. Each cone disk group consists of the 1st cone disk 24 and 26 of immobilization in shaft orientations, and the 2nd cone disk 25 and 27 which can move to shaft orientations, respectively. Driving torque is transmitted by friction association with a cone disk and a driving belt. The displacement of the 2nd cone disk 25 and 27 changes the transit radius of a driving belt, therefore changes a change gear ratio.

The clutch 9 is combined with the 2nd cone disk group 7 through the shaft 28. Two rotational frequency sensors 30 and 31 detect the rotational frequency of a shaft 28 and a shaft 29, respectively.

A clutch 9 is an overload protection device. On the other hand, this clutch transmits the torque

of a shaft 28 without slipping to a shaft 29, and transmits it to the differential type moderation stage 10 and both the output shafts 32 and 33 further. On the other hand, when impact torque is introduced into an output side, the pressure level in a clutch is chosen so that a clutch may begin to be slippery. Transfer of the driving force to the driving belt of a cone disk is released from impact torque by this.

The change gear electronic control 3 controls the belt type nonstep variable speed gear 2 through the fluid pressure type controller which is not illustrated. The input signals of the change gear electronic control 3 are the signal of the throttle-valve signal 34, an engine speed 35, fuel injection duration 36, and a shift position switch 37, the signal of the rotational frequency sensor 30, and a signal of the rotational frequency sensor 31. In the change gear electronic control 3, the magnitude of the driving torque outputted from the drive unit 1 is computed from two input signals 35, i.e., an engine speed, and fuel injection duration 36 so that it may be well-known. Instead of fuel injection duration 36, the signal (not shown) of the electronic formula engine control system showing the torque of the drive unit 1 can also be used.

Drawing 2 shows the diagram 38 showing the relation of the clutch ** and time amount in a clutch 9, and the diagram 39 showing the relation between clutch slipping and time amount. Time t — a pressure p1 is supplied to a clutch 9 0. The 1st pressure level p1 is produced clearly from a characteristic curve. A pressure value corresponds to the clutch torque calculated about this characteristic curve. This pressure value is made merely slightly as a safety premium, for example, high 0.2 bars. Clutch torque is calculated from the drive unit 1, converter amplification degree, the change gear ratio of an epicyclic gear drive 5, and the change gear ratio of both the cone disk group.

Time t — the pressure of a clutch 9 falls to 1. the case of the pressure level p2 — Time t — a clutch 9 begins to be slippery by 2. Clutch slipping is calculated from the rotational frequency value of both the rotational frequency sensors 30 and 31 in the change gear electronic control 3. The pressure in a clutch 9 declines to the pressure level p3. The pressure level p3 is obtained when the predetermined rotational frequency difference n1, for example, 50 rotations, arises at a clutch 9. This pressure level p3 is maintained in time zones t3-t4. Time t — the pressure in a clutch 9 increases to linearity by 4. Slipping in a clutch 9 decreases according to pressure increase. The rotational frequency difference in a clutch 9 serves as zero by achievement of the pressure level p5. The pressure values p2 and p5 differ. In case the cause shifts to discharge from engagement of a clutch 9, it is in the shift action of the clutch 9 at the time of shifting to engagement from discharge. Time t — as for a clutch 9, the pressure value p6 is supplied to 6. The pressure level p6 is generated from the characteristic curve and safety premium which were amended.

Explanation of a sign 1 Drive unit 2 belt type nonstep variable speed gear 3 Gearbox electronic formula control unit 4 Fluid converter 5 Epicyclic gear drive 6 1st cone disk group 7 — 2nd cone disk group 8 Towage device 9 Clutch 10 The differential type moderation stage 11 shaft 12 The pons delivery clutch 13 pump runner 14 The turbine runner 15 The guide vane vehicle 16 with a free wheel epicyclic gear carrier 17 A sun gear 18 The sun-gear shaft 19 1st epicyclic gear 20 2nd epicyclic gear 21 internal gear 22 A brake 23 clutch 24 The 1st cone (immobilization) disk 25 The 2nd cone (it is movable) disk 26 1st cone (immobilization) disk 27 2nd cone (it is movable) disk 28 Shaft 29 Shaft 30 Rotational frequency sensor 31 Rotational frequency sensor 32 Gearbox output shaft 33 Gearbox output shaft 34 Throttle-valve signal

35 Engine Speed 36 Fuel Injection Duration 37 Transit Location Switch 38 Graph 39 Which Shows Relation between Clutch ** and Time Amount Graph Which Shows Relation between Clutch Slipping and Time Amount

[Translation done.]

(19)日本国特許庁 (JP)

(12) 公表特許公報 (A)

(11)特許出願公表番号

特表平9-500707

(43)公表日 平成9年(1997)1月21日

(51)Int.Cl.
F 16 D 25/14
B 60 K 41/12

識別記号
6 4 0
8820-3J
9428-3G

府内整理番号
F I
F 16 D 25/14
B 60 K 41/12

6 4 0 W

審査請求 未請求 予備審査請求 有 (全 13 頁)

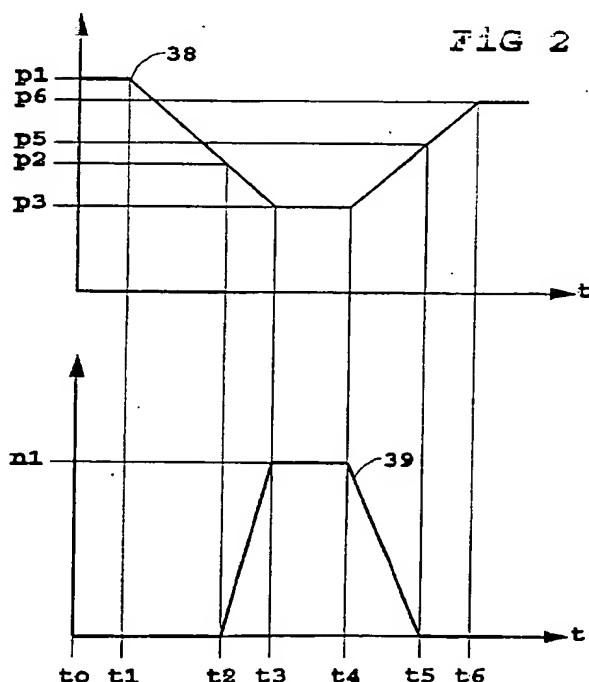
(21)出願番号 特願平7-504932
(86) (22)出願日 平成6年(1994)7月19日
(85)翻訳文提出日 平成8年(1996)1月23日
(86)国際出願番号 PCT/EP94/02372
(87)国際公開番号 WO95/03191
(87)国際公開日 平成7年(1995)2月2日
(31)優先権主張番号 P 4 3 2 4 8 1 0 . 1
(32)優先日 1993年7月23日
(33)優先権主張国 ドイツ(DE)
(81)指定国 EP(AT, BE, CH, DE,
DK, ES, FR, GB, GR, IE, IT, LU, M
C, NL, PT, SE), JP, US

(71)出願人 ツエットエフ、フリードリッヒスハーフェン、アクチエンゲゼルシャフト
ドイツ連邦共和国 フリードリッヒスハーフェン(番地なし)
(72)発明者 シュバーブ、マンフレット
ドイツ連邦共和国テトナング、サント・ガルス・ベック、12
(74)代理人 弁理士 佐藤 一雄 (外3名)

(54)【発明の名称】 ベルト式無段変速機の制御方法

「57」【要約】

本発明はクラッチ(9)を持ったベルト式無段変速機(2)の制御方法を提案する。クラッチの滑りトルクが周期的あるいは非周期的に求められ、クラッチ圧の高さが特性曲線と比較される。その比較により特性曲線を適正にする補正值を決定する。



【特許請求の範囲】

1. 駆動軸上の第1の円錐ディスク組（6）と、出力軸上の第2の円錐ディスク組（7）と、第2の円錐ディスク組（7）と変速機の出力側との間に配置されたクラッチ（9）とを有するベルト式無段変速機（2）の制御方法であって、クラッチ（9）の実際の滑りトルクを、運転中に、周期的あるいは非周期的に求め、クラッチ圧の高さを特性曲線と比較し、その比較により特性曲線を適正にする補正值を決定することを特徴とするベルト式無段変速機の制御方法。
2. 特性曲線を、クラッチ圧とクラッチ（9）におけるトルクとの関係から形成することを特徴とする請求の範囲第1項記載のベルト式無段変速機の制御方法。
3. 補正值を、滑りトルクを求めるごとに現実化することを特徴とする請求の範囲第1項記載のベルト式無段変速機の制御方法。
4. 所定の数の補正值において補正值が第1の正の圧力限界値を超過したとき、あるいは第2の負の圧力限界値を下回ったとき、最後の補正值を非揮発性（固定）記憶器に記憶することを特徴とする請求の範囲第1項記載のベルト式無段変速機の制御方法。
5. 所定の数の補正值から代理の補正值を決定し、これを非揮発性（固定）記憶器に記憶することを特徴とする請求の範囲第1項、第3項ないし第4項のいずれか1項に記載のベルト式無段変速機の制御方法。

【発明の詳細な説明】

ベルト式無段変速機の制御方法

本発明は請求の範囲第1項の上位概念部分に記載のベルト式無段変速機の制御方法に関する。

ベルト式無段変速機は、駆動軸上および出力軸上にそれぞれ円錐ディスク組を有する。そして、これらの円錐ディスク組の間には、無端状のベルト、チェーンあるいは連結形ベルトが巻き回されている。各円錐ディスク組は、軸に固く結合された第1の円錐ディスクと、軸方向に移動可能な第2の円錐ディスクとから構成されている。駆動力は、ベルトと円錐ディスクとの間の摩擦結合によって伝達される。第2の円錐ディスクの軸線方向の位置は、液圧作動装置を介して変更される。これによって、駆動機構の有効直径、すなわち変速比が変化する。

エンジンとベルト式無段変速機との間にクラッチが配置された車両用駆動装置が、ドイツ特許出願公開第3914792号明細書で知られている。そのクラッチの目的は、円錐ディスクおよび牽引機構をトルク衝撃から保護することにある。そのためクラッチ圧は、回転数および負荷トルクに関連して、クラッチによって伝達される駆動トルクが、円錐ディスクを有する駆動機構の伝達可能トルクより小さいように選択される。この公知の装置は、クラッチの実際の挙動が検出されないという欠点を有する。従ってクラッチを、安全上の理由から高い圧力で付勢しなければならない。

本発明の目的は、クラッチを、その実際の状態に即して制御することにある。

本発明によれば、この目的は、運転中に周期的あるいは非周期的にクラッチの実際の滑りトルクが求められ、クラッチ圧の高さが特性曲線と比較され、その比較により特性曲線を適正にする補正值を決定することによって達成される。

実際のクラッチ圧をステップ的に、第1の圧力レベルから第2の圧力レベルに低下させることにより、クラッチの滑りトルクが検出される。その場合、第2の圧力レベルは、クラッチに僅かな回転数差例えば50回転が生じたときに得られる。第1の圧力レベルと第2の圧力レベルの差は、第1の圧力レベルがどの位の値だけクラッチの滑り限度の上に位置するかを表す。その差により補正值が生ず

る。この補正值を介して元来の特性曲線が適正化される。特性曲線の入力変数はクラッチにおけるトルクであり、特性曲線の依存変数はクラッチ圧である。

クラッチの滑りトルクの検出は一定リズムで行われるか、所定の運転条件において行われる。所定の運転条件は、例えば負荷状態、エンジン回転数値あるいはこれらの運転量の組合せである。

本発明に基づく方式は、クラッチの伝達挙動への影響量を検出できるという利点を有する。この影響量は、例えば製造誤差による摩擦係数の乱れ、温度の関数としての摩擦係数の変化、伝動装置の寿命期間中における摩擦係数の変化および粘着クラッチの剥離トルクである。

本発明の実施態様において、滑りトルクが求められるごとに補正值を現実化することを提案する。これによって急速に変化する影響量、例えば温度を検出できる。

本発明の他の実施態様において、所定の数の補正值において補正值が第1の正の圧力限界値を超過したとき、あるいは第2の負の圧力限界値を下回ったとき、最後の補正值が非揮発性（固定）記憶器に記憶されることを提案する。これによって、ゆっくり変化する影響量、例えば寿命期間中あるいは量産的散乱(Seriens treuung)における摩擦係数の変化を考慮できるという利点が得られる。最後の補正值を、例えば電池バックアップ式のRAMに記憶することによって、車両を始動させた時に、最後の補正值が直接クラッチ圧の計算に組み入れられる。

更に本発明は、所定の数の補正值から代理の補正值が決定され、これが非揮発性記憶器に記憶されることを提案する。代理の補正值は例えば平均値の形成あるいは数学的アルゴリズムにより決定される。これによって、偏差の永続性および補正值の容認性が検査されるという利点が得られる。

図面には実施例が示されている。

第1図はベルト式無段変速機のシステムの概略構成図、および

第2図はクラッチ圧と時間との関係を示した線図、およびクラッチ滑りと時間との関係を示した線図である。

第1図はベルト式無段変速機のシステムを概略的に示している。このシステム

は駆動ユニット1、ベルト式無段変速機2および電子制御装置3から構成されている。さらに、ベルト式無段変速機2は流体トルクコンバータ4、遊星歯車逆転装置5、駆動ベルト8を有する二組の円錐ディスク組6、7、クラッチ9および差動式減速段10から成っている。

ベルト式無段変速機2は軸11を介して駆動ユニット1、例えば内燃機関によって駆動される。軸11にはクラッチ12を有する流体トルクコンバータ4が結合されている。流体トルクコンバータ4は公知のようにポンプランナ13、タービンランナ14および機械式フリーホイール付きのステータ15から成っている。流体トルクコンバータ4は、駆動ユニット1から出力される駆動トルクの変換に使用する。クラッチ12は流体トルクコンバータ4をクラッチ点において、即ちポンプ・トルクとタービン・トルクが同じ大きさとなる点で接続する。クラッチ12および流体トルクコンバータ4は、遊星歯車キャリヤ16を駆動する。遊星歯車キャリヤ16は遊星歯車装置5の構造部品である。

遊星歯車装置5は、太陽歯車軸18、第1の遊星歯車19、第2の遊星歯車20、内歯歯車21、遊星歯車キャリヤ16、ブレーキ22およびクラッチ23から構成されている。遊星歯車装置5は遊星歯車キャリヤ16を介して駆動される。遊星歯車キャリヤ16上に遊星歯車19、20が回転可能に支持されている。

前進走行レンジにおいてはクラッチ23は係合され、ブレーキ22は解除されている。これにより、駆動トルクは遊星歯車キャリヤ16、クラッチ23を介して太陽歯車軸18に伝達される。

後進走行レンジにおいてはクラッチ23は解除され、ブレーキ22が係合されている。従って、内歯歯車21は変速装置ハウジングに固く結合される。そして駆動トルクは、遊星歯車キャリヤ16、遊星歯車19、太陽歯車17で回転方向を逆転して伝達される。

太陽歯車軸18は、第1の円錐ディスク組6を駆動する。これは駆動ベルト8を介して第2の円錐ディスク組7に結合されている。各円錐ディスク組は、それぞれ軸方向に固定の第1の円錐ディスク24、26と軸方向に移動できる第2の円錐ディスク25、27とから構成されている。駆動トルクは円錐ディスクと駆

動ベルトとの摩擦結合によって伝達される。第2の円錐ディスク25、27の変位は、駆動ベルトの走行半径を変化させ、従って変速比を変化させる。

クラッチ9は軸28を介して第2の円錐ディスク組7に結合されている。二つの回転数センサ30、31が軸28および軸29の回転数をそれぞれ検出する。クラッチ9は過負荷防止装置である。一方ではこのクラッチは滑り無しに軸28のトルクを軸29に伝達し、更に差動式減速段10および両出力軸32、33に伝達する。他方では、出力側に衝撃トルクが導入された際に、クラッチが滑り始めるようにクラッチにおける圧力レベルが選択されている。これによって円錐ディスクの駆動ベルトへの駆動力の伝達が、衝撃トルクから解放されている。

変速機電子制御装置3は、図示されない液圧式制御器を介してベルト式無段変速機2を制御する。変速機電子制御装置3の入力信号は、スロットル弁信号34、エンジン回転数35、燃料噴射時間36、シフトポジションスイッチ37の信号、回転数センサ30の信号および回転数センサ31の信号である。駆動ユニット1から出力される駆動トルクの大きさは、変速機電子制御装置3において、公知の

ように二つの入力信号即ちエンジン回転数35と燃料噴射時間36から算出される。燃料噴射時間36の代わりに、駆動ユニット1のトルクを表す電子式エンジン制御装置の信号（図示せず）も利用することができる。

第2図はクラッチ9におけるクラッチ圧と時間との関係を示す線図38と、クラッチ滑りと時間との関係を示す線図39とを示している。時点 t_0 にクラッチ9には圧力 p_1 が供給される。第1の圧力レベル p_1 は特性曲線から明らかに生ずる。この特性曲線に関して演算されたクラッチトルクに圧力値が対応する。この圧力値は、安全割増としてほんの僅か例えば0.2バール高くされる。クラッチトルクは駆動ユニット1、コンバータ増幅度、遊星歯車装置5の変速比および両円錐ディスク組の変速比から演算される。

時点 t_1 にクラッチ9の圧力が低下される。圧力レベル p_2 の場合に時点 t_2 でクラッチ9が滑り始める。クラッチ滑りは変速機電子制御装置3において、両回転数センサ30、31の回転数値から演算される。クラッチ9における圧力は

圧力レベル p_3 まで低下される。圧力レベル p_3 はクラッチ 9 に所定の回転数差 n_1 、例えば 50 回転が生じたときに得られる。この圧力レベル p_3 は時間帯 $t_3 \sim t_4$ において維持される。時点 t_4 でクラッチ 9 における圧力は線形に増大される。圧力増大によってクラッチ 9 における滑りは減少する。クラッチ 9 における回転数差は、圧力レベル p_5 の達成により零となる。圧力値 p_2 、 p_5 は異なっている。その原因はクラッチ 9 の係合から解除に移行する際および解除から係合に移行する際におけるクラッチ 9 の移行挙動にある。時点 t_6 にクラッチ 9 は圧力値 p_6 が供給される。圧力レベル p_6 は補正された特性曲線および安全割増から生成される。

符号の説明

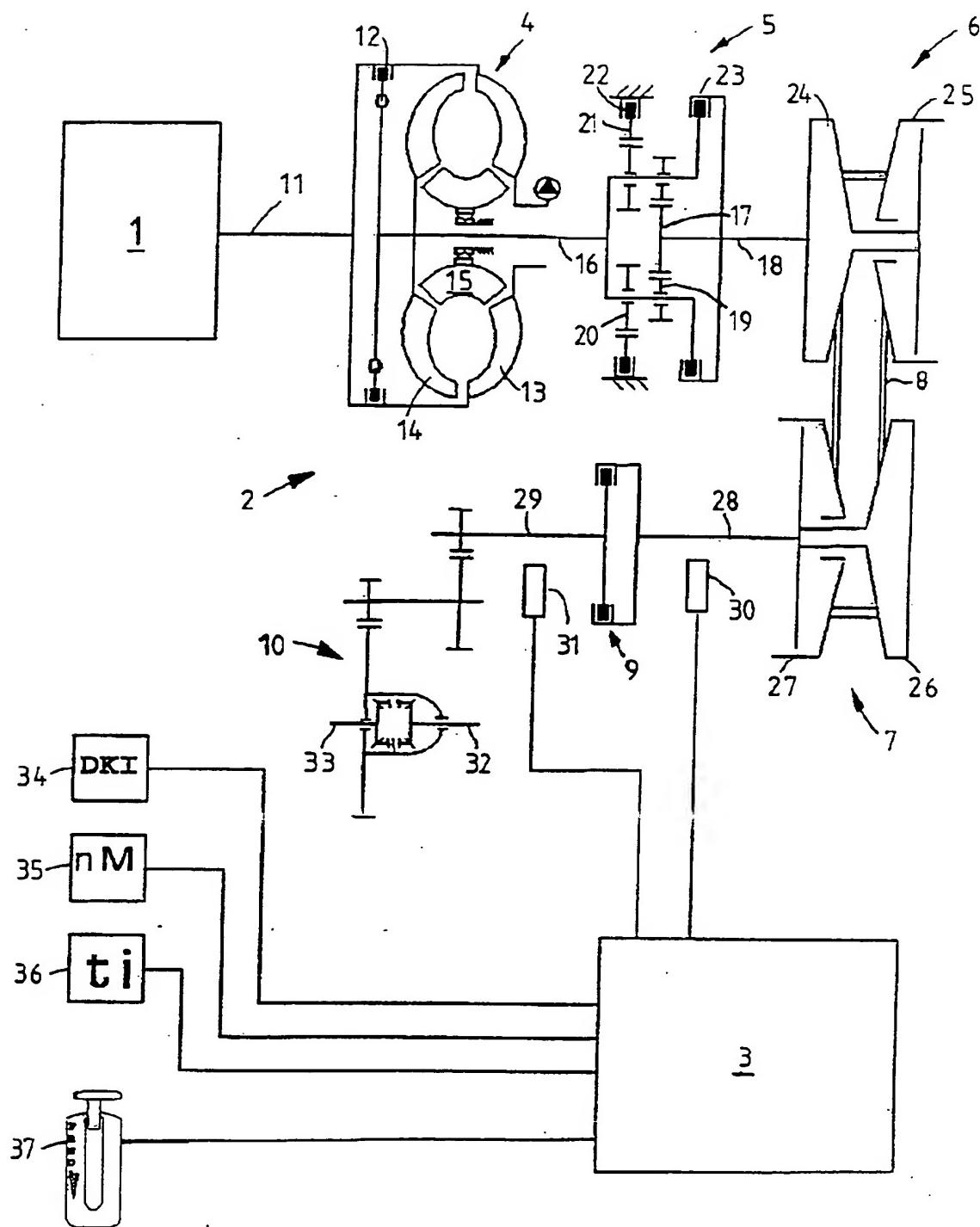
- 1 駆動ユニット
- 2 ベルト式無段変速機
- 3 変速装置電子式制御装置
- 4 流体コンバータ
- 5 遊星歯車装置
- 6 第 1 の円錐ディスク組
- 7 第 2 の円錐ディスク組
- 8 牽引機構
- 9 クラッチ
- 10 差動式減速段
- 11 軸
- 12 橋渡しクラッチ
- 13 ポンプランナ
- 14 タービンランナ
- 15 フリーホイール付き案内羽根車
- 16 遊星歯車キャリヤ
- 17 太陽歯車
- 18 太陽歯車軸

- 19 第1の遊星歯車
- 20 第2の遊星歯車
- 21 内歯歯車
- 22 ブレーキ
- 23 クラッチ

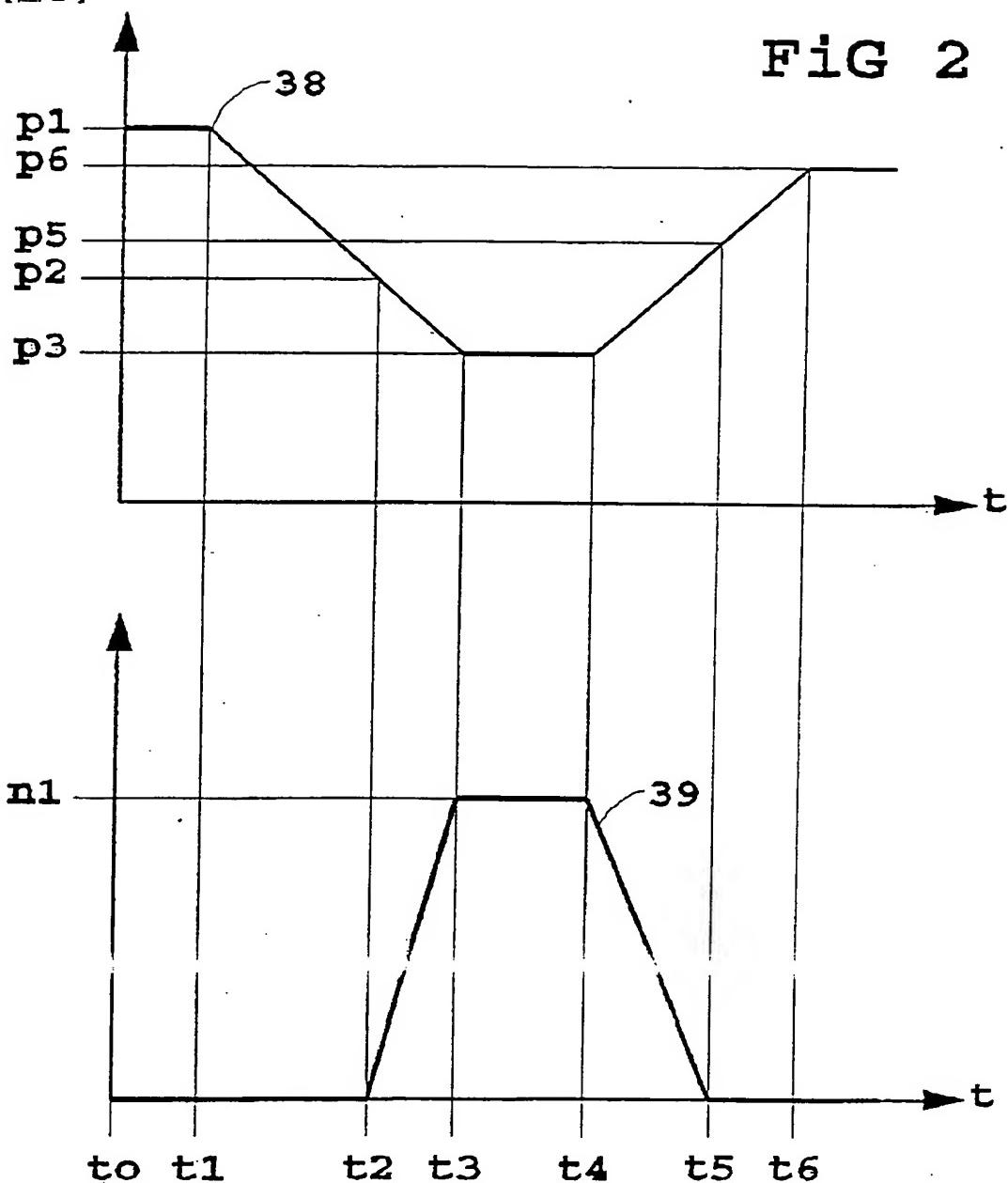
- 24 第1の(固定)円錐ディスク
- 25 第2の(移動可能な)円錐ディスク
- 26 第1の(固定)円錐ディスク
- 27 第2の(移動可能な)円錐ディスク
- 28 軸
- 29 軸
- 30 回転数センサ
- 31 回転数センサ
- 32 变速装置出力軸
- 33 变速装置出力軸
- 34 スロットル弁信号
- 35 エンジン回転数
- 36 燃料噴射時間
- 37 走行位置スイッチ
- 38 クラッチ圧と時間との関係を示すグラフ
- 39 クラッチ滑りと時間との関係を示すグラフ

【図1】

FIG 1



【図2】



【手続補正書】特許法第184条の8

【提出日】1995年7月4日

【補正内容】

請求の範囲

1. 駆動軸上の第1の円錐ディスク組（6）と、出力軸上の第2の円錐ディスク組（7）と、第2の円錐ディスク組（7）と変速機の出力側との間に配置された滑りクラッチ（9）とを有するベルト式無段変速機（2）の制御方法であつて、

— クラッチの圧力レベルを第1のレベル（p1）から、第2の回転数センサによって測定される所定の回転数差になったときに達成される第2のレベル（p3）に低下させることにより、

クラッチ（9）の実際の滑りトルクを、運転中に、周期的あるいは非周期的に求め、

— かつ特性曲線を適下にする補正值を決定するために、圧力レベル差（p1-p3）の高さを特性曲線と比較する、

ことを特徴とするベルト式無段変速機の制御方法。

[国際調査報告]

INTERNATIONAL SEARCH REPORT

Int'l. Appl. No.
PCT/EP 94/02372

A. CLASSIFICATION OF SUBJECT MATTER IPC 6 B60K41/22 F16D25/14		
According to International Patent Classification (IPC) or to both national classification and IPC		
B. FIELDS SEARCHED		
Minimum documentation searched (classification system followed by classification symbols) IPC 6 B60K F16D		
Documentation searched other than minimum documentation to the extent that such documents are included in the fields searched		
Electronic data base consulted during the international search (name of data base and, where practical, search terms used)		
C. DOCUMENTS CONSIDERED TO BE RELEVANT		
Category	Citation of document, with indication, where appropriate, of the relevant passages	Relevant to claim No.
A	DE,A,39 14 792 (P.I.V.) 25 October 1984 cited in the application see abstract; figure 1 ----	1
A	US,A,5 006 092 (NEUMAN) 9 April 1991 see abstract; figure 1 ----	1
A	US,A,4 958 538 (YAMASHITA) 25 September 1990 see the whole document ----	1
A	US,A,4 829 221 (GRUNBERG) 9 May 1989 see abstract -----	1
<input type="checkbox"/> Further documents are listed in continuation of box C.		<input checked="" type="checkbox"/> Patent family members are listed in annex.
<p>* Special categories of cited documents :</p> <p>"A" document defining the general state of the art which is not considered to be of particular relevance</p> <p>"E" earlier document but published on or after the international filing date</p> <p>"L" document which may throw doubts on priority claim(s) or which is cited to establish the publication date of another citation or other special reason (as specified)</p> <p>"O" document referring to an oral disclosure, use, exhibition or other means</p> <p>"P" document published prior to the international filing date but later than the priority date claimed</p> <p>"T" later document published after the international filing date or priority date and not in conflict with the application but cited to understand the principle or theory underlying the invention</p> <p>"X" document of particular relevance; the claimed invention cannot be considered novel or cannot be considered to involve an inventive step when the document is taken alone</p> <p>"Y" document of particular relevance; the claimed invention cannot be considered to involve an inventive step when the document is combined with one or more other such documents, such combination being obvious to a person skilled in the art</p> <p>"&" document member of the same patent family</p>		
Date of the actual completion of the international search 17 November 1994	Date of mailing of the international search report 21.11.94	
Name and mailing address of the ISA European Patent Office, P.B. 5818 Patentsian 2 NL - 2280 HV Rijswijk Tel: (+31-70) 340-2040, Telex 31 651 epo nl, Fax (-31-70) 340-3016	Authorized officer Flores, E	

INTERNATIONAL SEARCH REPORT

Information on patent family members

Int'l. Appl. No.
PCT/EP 94/02372

Patent document cited in search report	Publication date	Patent family member(s)			Publication date
DE-A-3914792	08-11-90	NONE			
US-A-5006092	09-04-91	CA-A-	2036153	25-11-91	
		EP-A-	0458435	27-11-91	
		JP-A-	4231765	20-08-92	
US-A-4958538	25-09-90	JP-A-	1044349	16-02-89	
US-A-4829221	09-05-89	NONE			